

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A) 昭63-197887

⑬ Int.Cl.⁹

F 28 F 1/40
1/02

識別記号

序内整理番号

B-7380-3L
B-7380-3L

⑭ 公開 昭和63年(1988)8月16日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全3頁)

⑮ 発明の名称 热交換器

⑯ 特 頒 昭62-30368

⑰ 出 願 昭62(1987)2月12日

⑱ 発明者 藤本 真嗣 大阪府東大阪市高井田本通3丁目22番地 松下冷機株式会社内

⑲ 発明者 木戸 長生 大阪府東大阪市高井田本通3丁目22番地 松下冷機株式会社内

⑳ 発明者 小間 八郎 大阪府東大阪市高井田本通3丁目22番地 松下冷機株式会社内

㉑ 発明者 井手 晃一 大阪府東大阪市高井田本通3丁目22番地 松下冷機株式会社内

㉒ 出願人 松下冷機株式会社 大阪府東大阪市高井田本通3丁目22番地

㉓ 代理人 弁理士 中尾 敏男 外1名

明細書

1、発明の名称

熱交換器

2、特許請求の範囲

(1) 多数の仕切壁で区画された通路を有する蛇行状に曲折された扁平伝熱管と、扁平伝熱管の平行両管部の間に配置されたコルゲートフィンとを備え、前記扁平伝熱管の各通路の断面積を同等とし、各通路の流路抵抗を、気流Aの風上側を小さく、風下側を大きくしたことを特徴とする熱交換器。
(2) 各通路の断面形状を気流Aの風上側を内面導付管とし、風下側を、横長比の大きい矩形流路とした特許請求の範囲第1項記載の熱交換器。

3、発明の詳細を説明

産業上の利用分野

本発明は、空気調和器、カーネアコン等の熱交換器に使用する伝熱管に関するものである。

従来の技術

近年、熱交換器の性能向上は目ざましいものがあり、空気側の空気抵抗が小さく、管内側の伝熱

面積の大きいことを特徴とする多通路を有する扁平伝熱管を用いた熱交換器が実用化されている。

以下図面を参照しながら、上述した従来の熱交換器について説明する。

第3図は、本発明に係わる熱交換器の断面形状を示し、第4図、第6図は従来の扁平伝熱管の断面形状及び流路構成を示すものである。

第4図において、1は扁平伝熱管で、蛇行状に曲折している。2は波形状に形成されたコルゲートフィンで、扁平伝熱管1の平行管部の間に設置され、接着固定されている。3は入口側ヘッダー、4は出口側ヘッダーで第6図に示す様に、それぞれ扁平伝熱管1の両端部に接続している。扁平伝熱管1の断面は、第5図に示す様に内部に一側的に設けられた仕切壁3により通路6a～6cが形成されている。

以上のように構成された熱交換器について、以下その動作について説明する。

コルゲートフィン2のフィン間を流れる気流Aと扁平伝熱管1の管内を流れる冷媒の間で、コル

ゲートフィン2及び扁平伝熱管1を介して熱交換が行なわれる。

第5図は熱交換されているときの上記扁平伝熱管1内部の冷媒の状態を示す。いま蒸発器として用いる場合を考えると、各通路6a～6cに均一化した流を流す場合、気流Aに対して図示に符号14に示すような気液二相流と、符号15に示す様な過熱ガス領域が形成される。

発明が解決しようとする問題点

しかしながら上記の様な構成では、各通路6a～6cに均一化した流を流しているので、気流Aとの温差が大きく、熱交換器の多い気流Aの風上側の通路6a, 6b, 6c内の冷媒の蒸発が大幅に促進され、第5図に示す様に気流Aの風上側の通路6a, 6b, 6c内の過熱ガス領域比率が増大するので管内圧力損失が増大し、熱交換効率も低下するという問題点を有していた。

本発明は上記問題点に鑑み、多通路より成る扁平伝熱管内の過熱ガス領域の均一化と、伝熱の促進を図り、熱交換効率の高い熱交換器を提供する

前記した様な伝熱の促進と扁平伝熱管内の過熱ガス領域の均一化が図れ、扁平伝熱管の全体としてみると圧力損失を増加させることなく大幅な熱交換能力の増大を得ることとなる。

実施例

以下本発明の一実施例の熱交換器について図面を参照しながら説明する。

第1図は本発明の一実施例における扁平伝熱管の断面形状、第2図は流路構成を示すものである。第1図、第2図においてAは凸縁で、扁平伝熱管1の気流Aの風上側の通路6a, 6b, 6c内に一体的に形成し、内面溝付管6a, 6b, 6cとしている。Bは各通路6d～6eの仕切壁間に設けた区画壁で、通路6d～6eをそれぞれ二つの横長比の大きい矩形流路6d, 6d'～6e, 6e'に区画している。区画壁の厚さは仕切壁より薄く、内面溝付管6a～6eと同等の断面積となる様な厚さとしている。他の構成は従来例と同様である。

以上のように構成された熱交換器について、以

ものである。

問題点を解決するための手段

上記問題点を解決するため本発明の熱交換器は、多通路を有する扁平伝熱管の各通路の断面積を同等とし、各通路の断面形状を気流Aの風上側を内面溝付管、風下側を平滑管からなる横長比の大きい矩形流路にするという構成を備えたものである。

作用

本発明は上記した構成によって、液比率の高い二相流が流れる気流Aの風下側の横長比の大きい矩形流路内では、管内面積の増加及び液膜厚さの減少による、管内蒸発熱伝達率の向上による伝熱の促進と、圧力損失の増大が生じ、又、液比率の少ない二相流が流れる気流Aの風上側の内面溝付管内では、圧力損失をそれ程増加させずに蒸発熱伝達率の向上による伝熱の促進が図れるので各通路の断面積を同等としながら各通路の流路抵抗を気流Aの風上側を小さく、風下側を大きくできるので風上側の通路の流量を多く流すことができ、

下第2図、第4図を用いてその動作を説明する。

コルゲートフィン2のフィン間を流れる気流Aと扁平伝熱管1の管内を流れる冷媒の間で、コルゲートフィン2及び扁平伝熱管1を介して熱交換が行なわれる。

第3図は熱交換されているときの上記扁平伝熱管1内部の冷媒の状態を示す。気流Aの風下側の通路6d～6eは、横長比の大きい矩形流路としているので、流路抵抗の増大が生じ、冷媒流量が減少すると共に矩形流路にすることによる液膜厚さの減少と管内面積の増加により伝熱が促進され第2図に示す様な過熱ガス領域16'を有する冷媒流れとなる。又、気流Aの風上側の通路6a～6cは、内面溝付管6a～6cとしており冷媒が流れたときの管内抵抗が、風下側の通路6d～6eより小さいので、より多くの冷媒流量を流すことができ、気流Aとの温差が大きく熱交換量の多い気流Aの風上側の通路6a～6cにおいても第2図に示す様に、風下側の通路6d～6eと同様な過熱ガス領域15'を有する冷媒流れを得ることが

でき、より熱交換効率の高い気液二相流 $14'$ の面積割合を増すことができる。

以上の様に本発明例によれば、扁平伝熱管 1 の各通路 $6a \sim 6n$ の断面形状を、気流 A の風上側を内面溝付管 $8a \sim 8n$ とし、風下側を横長比の大きい矩形流路とすることにより、前記扁平伝熱管 1 の各通路 $6a \sim 6n$ の断面積と同等としながら各通路 $6a \sim 6n$ の流路抵抗を気流 A の風上側を小さく、風下側を大きくすることにより、各通路 $6a \sim 6n$ の伝熱を促進させると共に各通路 $6a \sim 6n$ における過熱ガス領域 $15'$ の均一化と、熱交換効率の高い気液二相流 $14'$ 部の面積割合を増すことができる所以、管内圧力損失を増加させることなく、伝熱効率を大幅に向上させることができる。

発明の効果

以上の様に本発明は、多数の仕切壁で区切られた通路を有する蛇行状に曲折された扁平伝熱管と扁平伝熱管の平行直管部の間に配置されたコルゲートフィンとを備え、前記扁平伝熱管の各通路の

断面積を同等とし、各通路の流路抵抗を、気流 A の風上側を小さく、風下側を大きくしたことにより、風上側の通路内の冷媒流量が増大でき、各通路における過熱ガス領域の均一化と減少が図れ、熱交換効率の高い二相流面積を多くできるので伝熱性能の優れな熱交換器を得ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例を示す伝熱管の断面図、第2図は本発明の熱交換器の管内流モデル図、第3図は本発明の対象とする熱交換器の外観図、第4図は第3図の1-1断面図、第5図は従来の熱交換器の管内流モデル図である。

1……扁平伝熱管、2……コルゲートフィン、
6……仕切壁、6a～6n……通路、8a～8n
……内面溝付管、A……気流。

代理人の氏名 弁理士 中尾敏男 担当者名

